



DEUTSCHES
PATENTAMT

②1 Aktenzeichen: P 33 01 998.3
②2 Anmeldetag: 21. 1. 83
②3 Offenlegungstag: 26. 7. 84

⑦1 Anmelder:

Otdel fiziko-techničeskich problem energetiki
Ural'skogo naučnogo centra Akademii Nauk,
Sverdlovsk, SU

⑦4 Vertreter:

Eitle, W., Dipl.-Ing.; Hoffmann, K., Dipl.-Ing.
Dr.rer.nat.; Lehn, W., Dipl.-Ing.; Fuchsle, K.,
Dipl.-Ing.; Hansen, B., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.,
Pat.-Anw., 8000 München

⑦2 Erfinder:

Maidanik, Jurij Folievič; Veršin, Sergei Vasilievič,
Sverdlovsk, SU; Cholodov, Valerij Fedorovič,
Žukovsky, Moskovskaja oblast', SU; Dolgirev, Jurij
Evgenievič, Sverdlovsk, SU

⑤6 Recherchenergebnisse nach § 43 Abs. 1 PatG:

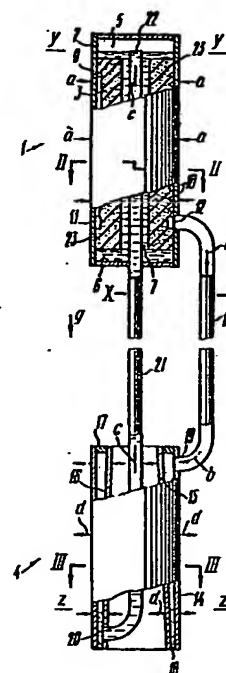
DE-PS	30 06 206
DE-AS	21 04 183
DE-OS	21 26 088
US	43 08 912
US	42 74 479

Behördeneigentum

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Wärmeübertragereinrichtung

Die Wärmeübertragereinrichtung schließt eine Verdampfungskammer (1), in deren Innerem ein Verdampfer (3) aus einem Kapillarstoff koaxial angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist und mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht, sowie eine Kondensatorkammer (4) ein. Der Verdampfer (3) besitzt Dampfableitungskanäle, die mit einem Dampfsammler (2) in Verbindung stehen, und einen axialen Längskanal (7), der mit einem jeden von zwei stirnseitigen Hohlräumen (5, 6) in Verbindung steht. Jeder der Hohlräume (5, 6) ist von der Stirnfläche des Verdampfers (3) und den Wänden der Kammer (1) begrenzt. Die Dampfableitungskanäle sind von Längsnuten (9) und einer Vielzahl von sich mit ihnen schneidenden Ringnuten (10) gebildet, die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) zwischen glatten Ringbündeln (23) zur Verhinderung von Dampfüberströmungen aus den Dampfableitungskanälen in die stirnseitigen Hohlräume (5, 6) befinden. Die Kondensatorkammer (4) stellt einen Schuß (14) dar, in dessen Innerem ein weiterer Schuß (15) koaxial angeordnet ist, derart, daß zwischen der Wand des ersten Schusses (14) und der Wand des zweiten Schusses (15) ein Spalt (16) entsteht, der von der Umgebung isoliert ist und dessen Querschnitt in der Bewegungsrichtung des Dampfes im Spalt abnimmt.



DE 3301998 A1

HOFFMANN · EITLE & PARTNER

PATENT- UND RECHTSANWÄLTE

PATENTANWÄLTE DIPL.-ING. W. EITLE · DR. RER. NAT. K. HOFFMANN · DIPL.-ING. W. LEHN
DIPL.-ING. K. FUCHSLE · DR. RER. NAT. B. HANSEN · DR. RER. NAT. H.-A. BRAUNS · DIPL.-ING. K. GORG
DIPL.-ING. K. KOHLMANN · RECHTSANWALT A. NETTE

38 087 x/h1

Otdel fiziko-tekhnicheskikh problem energetiki
Uralskogo nauchnogo tsentra Akademii Nauk SSSR
Sverdlovsk / UdSSR

WärmeübertragereinrichtungPatentansprüche

- (1.) Wärmeübertragereinrichtung, mit einer Verdampfungskammer, in deren Innerem ein Verdampfer aus einem Kapillarrstoff coaxial angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist, mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht und Dampfableitungskanäle enthält, die mit einem Dampfsammler in Verbindung stehen, und einen axialen Längskanal besitzt, der mit den beiden stirnseitigen Hohlräumen der Verdampfungskammer in Verbindung stehen, die von den Stirnflächen des Verdampfers und den Wänden der Verdampfungskammer begrenzt sind, sowie mit einer Kondensatorkammer, bei der jene Zone, die den Wärmeträger in der Dampfphase enthält, mit dem Dampfsammler des Verdampfers mittels einer ersten Rohrleitung in Verbindung steht, während ihre Zone, die den Wärmeträger in flüssiger Phase enthält, mit der Verdampfungskammer mittels einer zweiten Rohrleitung in Verbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß die Dampfableitungskanäle von Längsnuten (9) und einer Vielzahl von sich mit ihnen schneidenden Ringnuten (10) gebildet sind, die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) zwischen glatten Ringbünden (23) zur Ver-

hinderung von Dampfüberströmungen aus den Dampfableitungskanälen in die stirnseitigen Hohlräume (5,6) befinden, daß die Kondensatorkammer (4) von einem Schuß (14) gebildet ist, in dessen Innerem ein sich verjüngender
05 zweiter Schuß (15) coaxial so angeordnet ist, daß zwischen der Wand des ersten Schusses (14) und der Wand des zweiten Schusses (15) ein Spalt (16) entsteht, der von der Umgebung isoliert ist und dessen Querschnitt in der Bewegungsrichtung des Dampfes durch den Spalt abnimmt,
10 daß die Eintrittsöffnung (20) der zweiten Rohrleitung in den Spalt (16) an der Stelle liegt, wo der Spalt minimalen Querschnitt besitzt, während ihre Austrittsöffnung (22) in den stirnseitigen Hohlraum (5) der Verdampfungskammer (1) einmündet, der von der Kondensatorkammer (4) am weitesten entfernt ist, und daß die zweite
15 Rohrleitung (21) im Inneren des axialen Längskanals (7) des Verdampfers (3) verläuft.

2. Wärmeübertragereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch
20 g e k e n n z e i c h n e t , daß die Nuten (9,10), die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) befinden, ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse desselben zugekehrten Spitze besitzen.

253. Wärmeübertragereinrichtung nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß die Eintrittsöffnung (20) der zweiten Rohrleitung (21) in der Länge der Kondensatorkammer (4) von der Austrittsöffnung (19) der ersten Rohrleitung (13) maximal entfernt ist.

30 4. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1-3, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß die erste und zweite Rohrleitung (13,21) Abschnitte aufweisen, die in Gestalt von Wellungen (24) ausgeführt
35 sind.

5. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1-3, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Rohrleitung (13,21) Abschnitte aufweisen, die in Gestalt von Rohrspiralen (25) ausgeführt sind.
6. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1-5, dadurch gekennzeichnet, daß im Verdampfer (3) ein Schuß (26) vorgesehen ist, der an den Stirnwänden (27,28) der Verdampfungskammer (1) befestigt und im axialen Längskanal (7) des Verdampfers (3) mit einem radialen Spalt (29) angeordnet ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Verdampfer (3) in radialer Richtung dient, und daß der Innenraum (30) des Schusses (26) mit der Umgebung in Verbindung steht.

HOFFMANN · EITLE & PARTNER

PATENT- UND RECHTSANWÄLTE

PATENTANWÄLTE DIPL.-ING. W. EITLE · DR. RER. NAT. K. HOFFMANN · DIPL.-ING. W. LEHN
 DIPL.-ING. K. FÜCHSLE · DR. RER. NAT. B. HANSEN · DR. RER. NAT. H.-A. BRAUNS · DIPL.-ING. K. GORG
 DIPL.-ING. K. KOHLMANN · RECHTSANWALT A. NETTE

- 4 -

38 087 x/h1

Otdel fiziko-tekhnicheskikh problem energetiki
 Uralskogo nauchnogo tsentra Akademii Nauk SSSR,
 Sverdlovsk / UdSSR

Wärmeübertragereinrichtung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Wärmeübertrager-
 einrichtung, mit einer Verdampfungskammer, in deren In-
 nerem ein Verdampfer aus einem Kapillarstoff koaxial
 angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt
 05 ist, mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht und
 Dampfableitungskanäle enthält, die mit einem Dampfsammler
 in Verbindung stehen und einen axialen Längskanal besitzt,
 der mit den beiden stirnseitigen Hohlräumen der Verdampfungs-
 kammer in Verbindung stehen, die von den Stirnflächen des
 10 Verdampfers und den Wänden der Verdampfungskammer begrenzt
 sind, sowie mit einer Kondensatorkammer, bei der jene
 Zone, die den Wärmeträger in der Dampfphase enthält,
 mit dem Dampfsammler des Verdampfers mittels einer ersten
 Rohrleitung in Verbindung steht, während ihre Zone, die
 15 den Wärmeträger in flüssiger Phase enthält, mit der
 Verdampfungskammer mittels einer zweiten Rohrleitung in
 Verbindung steht.

20

Am wirksamsten kann die Erfindung in Kühlsystemen radioelektronischer und anderer Apparaturen verwendet werden, die in Objekten installiert sind, welche während des Betriebs ihre Orientierung im Massenkräftefeld, darunter im Gravitationsfeld, auf verschiedene Weise verändern bzw. der Einwirkung von nach Betrag und Richtung veränderlichen Trägheitskräften unterworfen sind.

Bekannt sind hocheffektive Wärmeübertragereinrichtungen, nämlich Wärmerohre, die eine Gesamtheit von solchen wertvollen Betriebseigenschaften wie recht niedriger Wärmewiderstand, der die Übertragung von Wärmeströmen mit hoher Dichte bei einer geringen Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger ermöglicht, geringes Gewicht je Einheit des übertragenen Wärmestroms (Wärmeleistung), hohe Zuverlässigkeit, die durch Fehlen von beweglichen Teilen bedingt ist, Kompaktheit, Einsatzmöglichkeit in verschiedenen Temperaturbereichen besitzen. Sehr wichtig ist ferner der Umstand, dass Form und Abmessungen der Wärmerohre in weitem Bereich variieren können, was ihren Einsatz sehr bequem gestaltet.

Die Konstruktion des Wärmerohrs ist im Prinzip einfach genug. Sie stellt ein vakuumdichtes Gefäß dar, aus dessen Innenraum die Luft evakuiert ist. Die Innenfläche des Gefäßes ist mit einer dünnen Schicht eines Kapillarstoffs überzogen, der mit einer Flüssigkeit durchtränkt ist, die als Wärmeträger auftritt.

Die Wirkung des Wärmerohrs beruht auf bekannten physikalischen Gesetzen. Bei der Zuführung eines Wärmestroms von einer Wärmequelle zu einem der Enden des Wärmerohrs verdampft der Wärmeträger aus dem Kapillarstoff, wobei die Verdampfungswärme absorbiert wird, und der Dampf

bewegt sich unter der Wirkung der Druckdifferenz zum anderen gekühlten Wärmerohrende, wo er kondensiert, während die Kondensationswärme über die Rohrwand durch Wärmeleitung an einen äusseren Wärmeempfänger übertragen wird. Der kondensierte Wärmeträger wird vom Kapillarstoff ausgesaugt und bewegt sich dank dem wirkenden Kapillardruck zurück in die Verdampfungszone, wodurch der Arbeitszyklus des Wärmerohrs abgeschlossen wird. Die hohe Effektivität des Wärmerohrs als "Wärmeleiter" ist hierbei dadurch bedingt, dass die Verdampfungswärme der Flüssigkeiten in der Regel sehr hoch ist, was die Möglichkeit bietet, grosse Wärmeströme in der Verdampfungszone bei relativ geringem Wärmeträgerverbrauch abzuleiten, sowie dadurch, dass der Wärmetransport vorwiegend durch Dampf geschieht, für dessen Bewegung längs dem Rohr kein hohes Druckgefälle erforderlich ist, da der hydraulische Durchmesser des Dampfkanals meist gross genug ist.

Die Hauptgleichung, die die Funktion des Wärmerohrs beschreibt, stellt eine Druckbilanz dar und lässt sich wie folgt schreiben:

$$\Delta P_c \geq \Delta P_\ell + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1)$$

wo es bedeutet:

ΔP_c - Kapillardruck, N/m^2 ; ΔP_ℓ - Druckgefälle in der Flüssigkeit, die sich im Kapillarstoff bewegt, N/m^2 ;
 ΔP_v - Druckgefälle im Dampf im Dampfkanal, N/m^2 ;
 ΔP_g - hydrostatisches Druckgefälle, das durch gegenseitige Lage von Verdampfungs- und Kondensationszonen des Wärmerohrs im Massenkraftfeld bedingt ist, N/m^2 .

Der Kapillardruck kann für den einfachsten Fall von Kapillarkanälen zylindrischer Form durch Laplace-Formel bestimmt werden:

$$\Delta P_c = \frac{2\sigma}{r_c} \cos \Theta \quad (2)$$

wo es bedeutet:

σ - Oberflächenspannungskoeffizient, N/m^2 ; r_c - Kapillarradius, m; θ - Benetzungswinkel (Randwinkel), der die Benetzung der Kapillarwand durch die Flüssigkeit kennzeichnet, Grad.

5 Diese Formel ist gültig, wenn der Krümmungsradius der Grenzfläche Dampf - Flüssigkeit in der Kondensationszone gegen unendlich strebt, was einer ebenen Grenzfläche entspricht, oder, anders gesagt, der Benetzungswinkel in der Kondensationszone 90° beträgt.

10 In dem Fall, wo die Kapillarkanäle eine komplizierte Form besitzen, wird anstatt des Kapillarradius der Begriff eines effektiven Radius eingeführt, der sich experimentell ermitteln lässt.

15 Das Druckgefälle im laminaren Strom einer inkompressiblen viskosen Flüssigkeit, die sich im zylindrischen Kapillarkanal bewegt, dessen Radius r_c ist, kann durch das Hagen-Poiseuille-Gesetz beschrieben werden:

$$\Delta p_L = \frac{8 \sigma \eta_e L}{\pi r_c^4 \rho_e} \quad (3)$$

wo es bedeutet:

20 G - Massendurchfluss der Flüssigkeit, kg/cm ;
 η_e - dynamischer Viskositätskoeffizient, $N \cdot s/m^2$;
 L - effektive Länge des Wärmerohrs, m, ρ_e - Flüssigkeitsdichte, kg/m^3 .

Die Dampfbewegung im Wärmerohr ordnet sich komplizierteren Gesetzen unter und kann einen verschiedenen Charakter in
 25 der Verdampfungszone, in der Kondensationszone und im Transportabschnitt (adiabatischer Abschnitt) haben. Daher stellt das gesamte Druckgefälle in der Dampfphase Δp_v eine Summe von Druckgefällen in diesen drei Wärmerohrabschnitten dar. Da eine eingehende Analyse der Druckverlustkomponenten in der Dampfphase über den Rahmen der vor-
 30 liegenden Anmeldung hinausgeht, kann bloss auf das Buch P. D. Dunn, D.A. Reay "Heat Pipes. Pergamon Press, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Paris, Braunschweig, 1976" verwiesen werden, wo diese Analyse auf Seiten 35 -

49 gegeben ist.

Das letzte Glied der Gleichung (I), das durch die hydrostatische Druckhöhe der Flüssigkeit bedingt ist, lässt sich durch folgende Beziehung bestimmen:

$$5 \quad \Delta P_g = \rho_l \cdot g \cdot L \cdot \sin \varphi \quad (4)$$

wo es bedeutet:

ρ_l - Dichte des Wärmeträgers in flüssiger Phase, kg/m^3 ;

g - Fallbeschleunigung, m/s^2 ; φ - Winkel zwischen der Wärmerohrachse und der Horizontalen, Grad.

10 Je nach der gegenseitigen Lage der Verdampfungs- und Kondensationszonen des Wärmerohrs im Massenkräftefeld weist das Glied ΔP_g der Gleichung (I) das Pluszeichen (+) bzw. das Minuszeichen (-) auf. Für den Fall, dass die Verdampfungszone oberhalb der Kondensationszone liegt, 15 wird der Neigungswinkel des Wärmerohrs für positiv gehalten, $\sin \varphi > 0$ und ΔP_g besitzt (+), dessen Sinn hier den hydrostatischen Widerstand bedeutet. Somit nimmt bei grösser werdenden Länge und Neigungswinkel des Wärmerohrs dementsprechend auch der hydrostatische Widerstand zu, wobei er ein Maximum bei $\varphi = 90^\circ$ erreicht. Der 20 hydrostatische Widerstand ΔP_g steuert einen erheblichen Beitrag zur Gesamtsumme von Druckverlusten bei. Daher ist er bereits bei kleineren Neigungswinkeln des Wärmerohrs sowie bei waagrecht liegenden Wärmeröhren grossen 25 Durchmessers zu berücksichtigen.

Besonders empfindlich gegen Veränderung des positiven Neigungswinkels im Massenkräftefeld sind Niedertemperaturwärmeröhre, in denen Wärmeträger angewendet werden, die einen relativ niedrigen Oberflächenspannungskoeffizienten besitzen. In diesem Fall müssen Kapillarkapillare mit einem sehr geringen Halbmesser von Kapillarkapillaren zur Erzielung von ausreichend grossen Werten des Kapillardrucks ΔP_c verwendet werden. Jedoch findet dabei, 30 wie dies aus der Beziehung (3) folgt, die Zunahme des hydraulischen Widerstandes proportional der vierten 35

Halbmesserpotenz statt. All dies führt dazu, dass die Wärmetransportlänge und der Wärmestrom in den Wärmerohren in einem solchen Mass beschränkt werden, dass die Frage von der Zweckmässigkeit ihrer Verwendung in den Fällen entsteht, wo nach den Betriebsbedingungen Orientationen nicht ausgeschlossen sind, bei denen die Bewegungsrichtung der flüssigen Phase des Wärmeträgers gegen die Richtung der Gravitations- bzw. anderer Massenkkräfte erfolgt.

Bekannt ist ein Wärmerohr nach der US-PS Nr.3 666 005.

- 0 Es ist von mehreren untereinander verbundenen Sektionen gebildet, von denen jede ein Wärmerohr darstellt. Die Innenfläche einer Sektion einschliesslich der Stirnflächen ist mit einem Kapillarstoff überzogen, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist. Die Sektionen sind derart verbunden, dass die Stirnwand, die die Kondensationszone in einer vorangehenden von ihnen begrenzt, mit der Stirnwand gemeinsam ist, die die Verdampfungszone in einer nachfolgenden Sektion begrenzt, und so weiter.

- 0 Somit erweist es sich, dass die Kondensationszone einer jeden vorangehenden Sektion im Wärmekontakt mit der Verdampfungszone einer nachfolgenden Sektion steht. Da die Zirkulation des Wärmeträgers in jeder Sektion unabhängig geschieht und die Sektionslänge relativ gering ist, so ist innerhalb einer jeden von ihnen entsprechenderweise auch der Abstand gering, den der flüssige Wärmeträger im Kapillarstoff zurücklegt. Dies ermöglicht, Kapillaren mit einem ausreichend grossen Halbmesser zu verwenden und die Übertragung von erheblich grösseren Wärmeströmen bei der Bewegung des Wärmeträgers entgegen der Richtung der Gravitationskräfte zustande zu bringen, als dies beim Einsatz gewöhnliche Wärmerohre möglich ist.

- 5 Das bekannte Wärmerohr besitzt einen erhöhten Widerstand, der dadurch bedingt ist, dass der Wärmeaustausch zwischen den Sektionen durch Wärmeleitung über die Trennwände erfolgt, von denen jede einen bestimmten Wärmewiderstand besitzt. Es ist offensichtlich, dass bei der Notwendigkeit, die Länge eines solchen Wärmerohrs zu vergrössern, eine

höhere Anzahl von Sektionen verwendet werden muss. Folglich nimmt die Zahl der sie trennenden Wände zu, deren Gesamtwärmewiderstand zum Gesamtwärmewiderstand des Wärmerohrs gehört. Also lässt sich ohne weiteres annehmen, dass
5 der Wärmewiderstand eines Wärmerohrs, das aus mehreren Sektionen besteht, viel grösser als der Wärmewiderstand bei üblichen Wärmerohren sein wird und hierdurch einer der Hauptvorteile dieser Wärmeübertragereinrichtungen, und zwar der niedrige Wärmewiderstand, in erheblichem Masse verlorengelht. Daher kommt es bei einer vorgegebenen Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger
10 zu einem geringeren Wärmestrom im bekannten Wärmerohr.

Die Versuche, den vom Wärmerohr übertragenen Wärmestrom durch Verringerung des hydraulischen Widerstandes desselben zu vergrössern, führten zur Entwicklung einer
15 Wärmeübertragereinrichtung nach der US-PS Nr. 3 74I 289. Diese Wärmeübertragereinrichtung ist in Gestalt eines geschlossenen Kanals ausgeführt, der einen Ringkreislauf darstellt und innerhalb eines begrenzten Abschnitts einen Verdampfer aus einem Kapillarstoff, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist, enthält, welcher mit der Wärmequelle im Wärmekontakt steht. Der von ihr entfernt liegende Kanalabschnitt steht mit dem Wärmeempfänger im Wärmekontakt. In einem Kanalabschnitt in der Anordnungszone
20 des Verdampfers ist ein Sammler für den flüssigen Wärmeträger vorgesehen. Der eine Kanalteil, der zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger liegt, dient zur Bewegung des Wärmeträgers in der Dampfphase, der andere Kanalteil aber zur Bewegung des Wärmeträgers in der flüssigen Phase. In dieser Einrichtung sind Massnahmen zur Gewährleistung des Kontaktes des sich in der flüssigen Phase befindenden Wärmeträgers mit dem Verdampfer bei fehlender Wärmebelastung getroffen. Hierzu ist ein besonderer Behälter vorgesehen, der ausserhalb des Wärmekreislaufs angeordnet und mit diesem mittels einer Rohrleitung in Verbindung gesetzt ist. Der Behälter enthält eine elastische
30 Membran, die den Wärmeträger und das Medium trennt, das

sich teilweise in flüssigem, teilweise in gasförmigem Zustand befindet, dessen Dampfdruck bei fehlender Wärmebelastung des Wärmeträgers höher als der Dampfdruck des Wärmeträgers und niedriger als dieser zunehmender Temperatur des Wärmeträgerdampfes während der Wärmebelastungszufuhr ist. Daher ist bei fehlender Wärmebelastung die Membran ausgebogen, und der Wärmeträger, der durch die elastische Kraft dieser Membran aus dem Behälter verdrängt ist, steht mit dem Verdampfer in Kontakt. Bei zunehmender Temperatur und zunehmendem Dampfdruck des Wärmeträgers während der Wärmebelastungszufuhr wird der Wärmeträger aus dem Dampfteil des Kanals in jenen Kanalteil verdrängt, der für die Bewegung des flüssigen Wärmeträgers dient, und kommt mit der Aussenfläche des Verdampfers über den Flüssigkeitssammler in Kontakt. Der überschüssige Wärmeträger wird in den Behälter verdrängt, unter dessen Druckeinwirkung die Membran eingebogen wird.

Die hohe Wärmeübertragungsleistung dieser Einrichtung ist dadurch gewährleistet, dass der Abstand, der der Wärmeträger im Kapillarstoff auf dem Weg zur Verdampfungsoberfläche zurücklegt, relativ klein ist. Deshalb sind die Druckverluste in dieser Einrichtung gegenüber den üblichen Wärmerohren beträchtlich niedriger. Dies gestattet es wiederum, den effektiven Halbmesser der Kapillarkanäle zu verringern und hierdurch den Kapillardruck zu erhöhen, der die Bewegung des Wärmeträgers gewährleistet.

Zu den Nachteilen der Konstruktion einer solchen Wärmeübertragereinrichtung gehört erstens die relativ geringe Oberfläche, die zur Zufuhr des flüssigen Wärmeträgers zum Verdampfer bestimmt ist, die innerhalb eines schmalen Ringabschnittes seiner Aussenfläche geschieht. Bei der Notwendigkeit, die Länge der Verdampferoberfläche zwecks der Zuführung von Wärmebelastung zu vergrössern, führt dies zur erschwerten Versorgung der entfernten Verdampferabschnitte wegen des zunehmenden Kapillarwiderstandes und in der Folge zu denselben Einschränkungen bei der Bewegungsrichtung des Wärmeträgers entgegen der Wirkungsrichtung der Massen-

kräfte wie bei den bekannten Wärmerohren. Zweitens stellt die Unkompaktheit, die durch den ausserhalb des Wärmeübertragungskreislaufs angeordneten Behälter und den Flüssigkeitssammler bedingt ist, einen Nachteil dar. Drittens ist es eine niedrigere Zuverlässigkeit, die durch das vorhandene bewegliche Element, d.h. ein Membran, deren bleibende Verformungen und mechanischer Verschleiss infolge mehrfacher Ausbiegungen nicht zu vermeiden sind, bedingt ist.

Eine weitere Herabsetzung des hydraulischen Widerstandes in den Abschnitten, wo der Wärmeträger in flüssiger Phase und im Kapillarrstoff transportiert wird, ist in der Konstruktion der Wärmeübertragereinrichtung nach dem SU-Urheberschen Nr. 691672 erreicht.

Die bekannte Einrichtung schliesst eine Verdampfungskammer und eine Kondensatorkammer ein, die mittels Rohrleitungen in Verbindung gesetzt sind, von denen die erste zum Transport des Wärmeträgers in der Dampfphase, die zweite aber zum Transport desselben in der flüssigen Phase bestimmt ist. Im Innern der Verdampfungskammer ist ein Verdampfer aus einem Kapillarrstoff coaxial angeordnet, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist und mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht. Der Verdampfer besteht aus zwei Teilen, deren Stirnflächen aneinander dicht anliegen. Jeder der Verdampferteile ist mit längsgehenden und radialen Kanälen versehen, die mit einem Dampfsammler in Verbindung stehen, der im Verdampfer in Gestalt einer Ringnut ausgeführt ist, die sich an der Grenze zwischen den beiden Verdampferteilen befindet. Der Verdampfer besitzt einen axialen Längskanal, der mit jedem von zwei stirnseitigen Hohlräumen in Verbindung steht, die von den Stirnflächen des Verdampfers und den Kammerwänden begrenzt sind. In der Seitenwand der Verdampfungskammer ist eine Eintrittsbohrung für die erste Rohrleitung, in der Stirnwand aber, die der Kondensatorkammer zugekehrt ist, eine Austrittsbohrung für die zweite Rohrleitung ausgeführt, welche mit dem stirnseitigen Hohlraum der Verdampfungskammer in Verbindung steht. Hierbei liegt die Austrittsöffnung dieser Rohrleitung im er-

wählten Hohlraum oder im axialen Längskanal des Verdampfers.

Die Kondensatorkammer stellt einen Schuss dar, der in Form einer Hülse ausgeführt ist, deren Boden der Verdampfungskammer zugekehrt ist. Im Innern der Schusshülse ist ein weiterer Schuss angeordnet, derart, dass zwischen der Seiten- und der Stirnfläche des ersten von ihnen, die der Verdampfungskammer zugekehrt ist, und den entsprechenden Oberflächen des zweiten Schusses ein Ringspalt und ein zu diesem orthogonaler planparalleler Spalt gebildet sind, die den Innenraum der Kondensatorkammer bilden. In der Stirn-
wand des ersten Schusses, die der Verdampfungskammer zuge-
kehrt ist, ist eine Austrittsbohrung für die erste Rohrlei-
tung, die mit dem Innenraum der Kondensatorkammer in Verbin-
dung steht, in der Seitenwand desselben aber eine Eintritts-
bohrung für die zweite Rohrleitung ausgeführt, die mit
demselben Innenraum in Verbindung steht und von der ersten
Bohrung in der Kammerlänge entfernt ist.

Die Wärmeträgermenge in der Wärmeübertragereinrich-
tung ist so gewählt, dass sie zur Durchtränkung des Ver-
dampfers, zur Füllung der zweiten Rohrleitung, eines Teils
der Kondensatorkammer, des axialen Längskanals des Verdamp-
fers, des einen stirnseitigen Hohlraums und teilweise des
anderen stirnseitigen Hohlraums ausreicht.

Beim Betrieb der Wärmeübertragereinrichtung unter be-
sonders harten Bedingungen, wenn sie im Massenkräftefeld
vertikal ausgerichtet ist und ihre Verdampfungskammer ober-
halb der Kondensatorkammer liegt, kommen grosse Schwierig-
keiten auf, die durch die Entstehung des hydrostatischen
Widerstandes ΔP_g bedingt sind, der einen Maximalwert er-
reicht. Bei fehlender Wärmebelastung ist der Verdampfer mit
den Wärmeträger durchtränkt, und der restliche Wärmeträger
steht dabei in einer bestimmten Höhe in den Rohrleitungen
ähnlich wie in den kommunizierenden Gefässen. Bei der Zu-
führung einer Wärmebelastung zum Verdampfer erfolgt die
Verdampfung des Wärmeträgers sowohl von der Oberfläche
der Dampfableitungskanäle wie auch von der Oberfläche des
axialen Längskanals und den Stirnflächen des Verdampfers.

Jedoch entsteht dank dem Wärmewiderstand, den die Schicht des mit dem Wärmeträger durchtränkten Kapillarstoffs besitzt, welcher die erwähnten Oberflächen trennt, ein Temperaturgefälle und somit ein Dampfdruckgefälle über diesen Oberflächen.

Dieses Druckgefälle lässt sich nach dem Clapeyron - Clausius-Gesetz bestimmen und wie folgt schreiben:

$$\Delta P = \frac{\alpha P_1 \Delta T}{R \cdot T_1^2} \quad (5)$$

Dabei bedeuten die verwendeten Symbole:

10 L - latente Verdampfungswärme; P_I - Dampfdruck über der Verdampfungsfläche der Dampfableitungskanäle, N/m^2 ; T_I - Dampftemperatur in den Dampfableitungskanälen, K; ΔT - Dampftemperaturdifferenz zwischen den Verdampfungsflächen, K; R - universelle Gaskonstante, J (K·kg·Mol).

15 Unter der Wirkung dieser Druckdifferenz wird der sich in der flüssigen Phase befindende Wärmeträger aus der ersten Rohrleitung der Kondensatorkammer verdrängt und füllt die stirnseitigen Hohlräume und den axialen Längskanal des Verdampfers, von wo er, indem er sich vorwiegend in radialer Richtung durch den Verdampfer bewegt, an die Verdampfungsfläche der Dampfableitungskanäle gelangt.

Auf diese Weise stellen sich in der funktionierenden Einrichtung zwei Höhen des flüssigen Wärmeträgers ein: eine Höhe im oberen stirnseitigen Hohlraum bei einer Dampftemperatur T_2 über demselben, die andere in der Kondensatorkammer bei einer Dampftemperatur T_3 über dem Wärmeträger. Hierbei ist es erforderlich dass die Bedingung $T_3 > T_2$ und $P_3 > P_2$ erfüllt wird. Diese Bedingung wird erfüllt, weil ein abgekühlter Wärmeträger in die Verdampfungskammer kommt, während der durchtränkte Verdampfer die Rolle eines "Wärmever-

25 schlusses" weiter spielt. Dabei ist bemerkenswert, dass die Temperatur T_3 etwas niedriger als die Temperatur T_I ist wegen der Verluste bei der Bewegung des Dampfes in der ersten Rohrleitung und im Ringspalt der Kondensatorkammer, während

30 die Bedingung $P_3 > P_2$ in dem Fall realisiert wird, wenn der Kapillardruck im Verdampfer der Beziehung genügt:

$$\Delta P_c \geq P_3 - P_2 + \Delta P_L + \Delta P_V \quad (6)$$

Es ist offensichtlich, dass die Druckdifferenz $P_3 - P_2$ in etwa dem hydrostatischen Widerstand ΔP_g äquivalent ist, den die Säule des flüssigen Wärmeträgers leistet, der sich zwischen den Freiflächen in der Verdampfungs- und in der Kondensatorkammer befindet.

Somit wird die Anwendung der Kapillarkanäle von sehr geringem Halbmesser möglich, da der Abstand, den der flüssige Wärmeträger im Kapillarstoff zurücklegt, relativ klein und von der Länge sowohl der Wärmeübertragereinrichtung wie auch des Verdampfers selber infolge der vorwiegend radialen Bewegungsrichtung des Wärmeträgers praktisch nicht abhängig ist. Dies erlaubt, einen hohen Kapillardruck sogar beim Einsatz eines Wärmeträgers mit einem relativ niedrigen Wärmespannungskoeffizienten zu erzielen. Ausserdem ist diese Einrichtung kompakt und zuverlässig, weil die Funktion eines Behälters für die Aufnahme des überschüssigen Wärmeträgers stirnseitige Hohlräume und der axiale Kanal im Verdampfer erfüllen, während jegliche Elemente, die mechanische Bewegungen ausführen, fehlen. Die Funktion eines Reglers der Wärmeträgerhöhe erfüllt der Wärmeträger selber dank der Veränderung der Grössen P_2 und P_3 .

Zu den Nachteilen dieser Wärmeübertragereinrichtung gehört erstens komplizierter Aufbau des Systems von Dampfableitungskanälen, deren Zahl für die Schaffung einer ausreichend grossen Verdampfungsfläche recht gross sein soll, sowie die komplizierte Gewährleistung einer zuverlässigen und dichten Verbindung und der Anordnung der beiden Teile des Kapillarverdampfers im Gehäuse. Zweitens ist die Verdampfungsfläche des Verdampfers ungenügend entwickelt, da sie durch die Seitenflächen der radialen Dampfableitungskanäle gebildet ist, deren Zahl, wie im vorstehenden erwähnt wurde, aufgrund der technologischen Schwierigkeiten nicht gross genug sein kann. Dies schafft gewisse Erschwernisse für den Dampfaustritt und macht die Dampfdruckverluste höher. Drittens ist die Anordnungsstelle der Austrittsöffnung der zweiten Rohrleitung in der Verdampfungskammer von Nachteil, da sie unterhalb der Standhöhe des flüssigen

Wärmeträgers im oberen stirnseitigen Hohlraum bei den Orientierungen der Einrichtung mit den Neigungswinkeln $\varphi > 0^\circ$ liegt. Dieser Umstand erlaubt es nicht, den "kühlen" Wärmeträger unmittelbar dem oberen stirnseitigen Hohlraum zuzuleiten, in den er über den axialen Längskanal gelangt, dessen Querschnitt erheblich grösser als der Querschnitt der zweiten Rohrleitung ist, und zwar infolge der Abnahme der Bewegungsgeschwindigkeit des Wärmeträgers und des unmittelbaren Wärmekontakts desselben mit den Wänden des axialen Kanals, was zur Erhitzung des Wärmeträgers führt. Infolgedessen nehmen die Dampftemperatur T_2 und der Dampfdruck P_2 zu, was zur entsprechenden Zunahme der Grössen T_1 , T_3 und P_1 , P_3 und demnach auch zur Zunahme der Temperatur der Wärmequelle führt, von der das Wärmerohr die Wärme abführt. Viertens ist das Vorhandensein des schmalen Ringspaltes in der Kondensatorkammer von Nachteil, dessen hydraulischer Widerstand wegen des herabfliessenden Kondensatfilms, der verschlechterten Konvektion bei der Wärmeableitung von der Aussenfläche der Kondensatorkammer in die Umgebung zusätzlich zunimmt, was zur Reduzierung des vom besagten Wärmerohr übertragenen Grenzwärmestroms ebenfalls beiträgt.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Wärmeübertragereinrichtung zu schaffen, in der dank der vergrösserten Verdampfungsfläche des Verdampfers, dem verringerten hydraulischen Widerstand der Kondensatorkammer und der erniedrigten Dampftemperatur T_2 im oberen stirnseitigen Hohlraum der Verdampfungskammer eine Leistungssteigerung derselben gewährleistet wird.

Die gestellte Aufgabe wird mit einer Wärmeübertragereinrichtung der eingangs genannten Art mit den Merkmalen des kennzeichnenden Teils von Patentanspruch 1 gelöst.

05

Diese Konstruktion der Wärmeübertragereinrichtung gestattet es, die Verdampfungsfläche des Kapillarverdampfers dank der Vergrößerung der Gesamtfläche der Dampfableitungskanäle wesentlich größer zu machen. Die Vergrößerung
10 der Verdampfungsfläche verbessert die Bedingungen zur Dampfableitung von dieser Oberfläche, wodurch die Druckverluste des Dampfes beträchtlich vermindert und der Wärmewiderstand der Verdampfungszone verringert wird. Im Endergebnis führt dies zur Erhöhung der thermodynamischen Effektivität der Wärmeübertragereinrichtung, die
15 sowohl in der größeren Wärmetransportlänge wie auch in der höheren Wärmebelastungsdichte ihren Ausdruck findet.

Ein augenscheinlicher Vorteil eines solchen Systems von
20 Dampfableitungskanälen ist ferner seine Einfachheit und Fertigungsgerechtheit, da die Herstellung einer Vielzahl von Ringnuten an der Außenfläche des Verdampfers, die vor allem die Verdampfungsfläche ausmachen, keine besonderen Schwierigkeiten bereitet. Komplizierter ist die
25 Ausführung von Längskanälen, deren Hauptzweckbestimmung in der Dampfabteilung in den Dampfsammler besteht. Jedoch ist ihre Zahl gering, und die Tiefe dieser Kanäle kann etwas größer als bei den Ringnuten sein. Außerdem kann sie in der Verdampferlänge zur Erzielung von optimalen
30 Dampfableitungsbedingungen leicht differenziert werden.

Das gesamte System von Dampfableitungskanälen befindet sich zwischen den glatten Ringbündeln, die an den Stirnseiten des Verdampfers ausgebildet sind und die Funktion einer Dichtung erfüllen, welche die Überströmungen des "heissen" Dampfes in die stirnseitigen Hohlräume verhindert.

Die Anordnung der Austrittsöffnung der zweiten Rohrleitung im stirnseitigen Hohlraum, der von der Kondensatorkammer am weitesten entfernt ist, erlaubt es bei den Orientierungen der Einrichtung mit den Neigungswinkeln $\varphi > 0$, den in der Kondensatorkammer kondensierten und abgekühlten Wärmeträger unmittelbar an die Grenzfläche Dampf - Flüssigkeit zuzuführen, die bei den erwähnten Orientierungen in diesem Hohlraum liegt. Dies gestattet, eine unter diesen Bedingungen maximal mögliche Erniedrigung der Dampftemperatur T_2 und des Dampfdrucks P_2 über der erwähnten Grenzfläche zu erzielen. Die Erniedrigung der Dampftemperatur T_2 und des Dampfdrucks P_2 wird dadurch begünstigt, dass die Bewegung des Wärmeträgers im Abschnitt der zweiten Rohrleitung, der im axialen Längskanal des Verdampfers liegt, mit einer hohen Geschwindigkeit erfolgt, die es ihm nicht erlaubt, vor dem Eintritt in den stirnseitigen Hohlraum heiss zu werden. Die Senkung des Dampfdrucks P_2 bei Aufrechterhaltung des Solldruckgefälles $P_I - P_2$ bedingt die Möglichkeit einer entsprechenden Erniedrigung der Dampftemperatur T_I und des Dampfdrucks P_I in den Dampfableitungskanälen. Somit gehen

das Anlassen und die Funktion der Wärmeübertragereinrichtung auf einem niedrigeren Temperaturniveau vor sich. Dies gestattet, die Isothermie der Einrichtung bei deren beibehaltener Arbeitsleistung zu erhöhen sowie die Temperatur
5 der abzukühlenden Wärmequelle zu erniedrigen.

Die Konstruktion der Kondensatorkammer gestattet es erstens, eine praktisch gleiche Effektivität der Wärmeab-
leitung von der gesamten Kammeroberfläche sicherzustellen, zweitens den Aufbau der Wärmeübertragereinrichtung zu ver-
10 bessern, weil ein Teil der zweiten Rohrleitung im Innern des Hohlraums des zweiten Schusses liegt, drittens gestattet es die Differenziermöglichkeit der Spaltgrösse in der Kammer-
länge, den hydraulischen Widerstand des Spaltes zu opti-
mieren, und, ohne den letzteren wesentlich zu vergrössern,
15 einen lokalen Kapillareffekt in der Zone der Eintrittsöffnung der zweiten Rohrleitung zu erzielen, der zur Stabilisierung des Flüssigkeitsstopfens von ausreichend grosser Höhe erforderlich ist, der das Durchbrechen des Dampfes in
die Rohrleitung bei den Orientierungen der Einrichtung mit
20 den Neigungswinkeln $\varphi > 0$ verhindert.

Zweckmässigerweise besitzen die an der Aussenfläche des Verdampfers befindlichen Nuten ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse desselben zugekehrten Spitze.

Im Verdampfer besteht ständig ein Temperaturgefälle in
25 radialer Richtung, und bei Vergrösserung der Nutentiefe zwecks Verminderung ihres hydraulischen Widerstandes nimmt dem entsprechend auch das Temperaturgefälle in Richtung zur Spitze dieser Nuten zu. Dieser Umstand kann erstens eine
teilweise Dampfkondensation auf dem "kalten" Nutengrund
30 sowie die Bildung einer lokalen "parasitären" Zirkulation des Wärmeträgers in der Verdampfungszone zur Folge haben, was zur Erhöhung der Dampftemperatur im axialen Längskanal und in den stirnseitigen Hohlräumen und als Folge davon zur
Verschlechterung der Funktionsbedingungen der Wärmeübertra-
35 gereinrichtung führt. Das dreieckige Kanalprofil, dessen Spitze eine minimale Fläche besitzt, ermöglicht eine Reduzierung dieser unerwünschten Erscheinungen.

Die Eintrittsöffnung der zweiten Rohrleitung soll in der Länge der Kondensatorkammer von der Austrittsöffnung der ersten Rohrleitung maximal entfernt sein.

5 Dies gestattet, die gesamte Oberfläche der Kondensatorkammer für die Dampfkondensation und die Unterkühlung des Wärmeträgers in der flüssigen Phase vollständiger auszunutzen, was zur Verbesserung der Isothermie der gesamten Einrichtung beiträgt..

10 Zur bequemeren Montage empfiehlt es sich, dass die erste und zweite Rohrleitung Abschnitte besitzen die in Gestalt von Wellungen ausgeführt sind. Dies gewährleistet eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer und der Kondensatorkammer.

15 Beim Betrieb der Wärmeübertragereinrichtung unter Bedingungen der Einwirkung von Vibrationsbelastungen empfiehlt es sich, dass die erste und die zweite Rohrleitungen Abschnitte besitzen, die in Gestalt von Rohrspiralen ausgeführt sind.

20 Dies gestattet, eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer und der Kondensatorkammer zu gewährleisten, die zur Herabsetzung von mechanischen Belastungen der Rohrleitungsverbindungen erforderlich ist, die die hermetische Dichte der Wärmeübertragereinrichtung stören.

25 Es ist ferner von Vorteil, wenn im Verdampfer ein Schuss vorgesehen ist, der an den Stirnwänden der Verdampfungskammer befestigt und im axialen Längskanal des Verdampfers mit einem radialen Spalt angebracht ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Verdampfer in radialer
30 Richtung erforderlich ist, wobei der Innenraum des Schusses mit der Umgebung in Verbindung steht.

Diese Konstruktion der Verdampfungskammer gestattet es, die Wärmeisolation des Stroms des flüssigen Wärmeträgers, der über die zweite Rohrleitung in den stirnseitigen Hohlraum gelangt, effektiver zu gestalten. Dies wird dadurch erreicht, dass der Abschnitt der Rohrleitung, der sich im
35 axialen Längskanal und im stirnseitigen Hohlraum befindet, welche mit dem flüssigen Wärmeträger gefüllt sind, von der

Erwärmung durch die Trennwand und die Schicht des jeweiligen Umgebungsmediums, beispielsweise der Luft, die bekanntlich guter Wärmeisolator ist, zusätzlich isoliert ist. Ihrerseits ermöglicht es die zuverlässigere Wärmeisolation der Rohrleitung, den flüssigen Wärmeträger dem stirnseitigen Hohlraum der Verdampfungskammer nahezu mit derselben Temperatur zuzuführen, die er beim Austritt aus der Kondensatorkammer besass. Wie bereits im vorstehenden erwähnt wurde, gestattet dies, die Dampftemperatur T_2 und den Dampfdruck P_2 im stirnseitigen Hohlraum über der Grenzfläche Dampf-Flüssigkeit zusätzlich zu erniedrigen und somit das Arbeitstemperaturniveau der Wärmeübertragereinrichtung sowie den Wärmewiderstand derselben herabzusetzen bzw. bei übrigen gleichen Bedingungen die Wärmebelastungsdichte und die Leistung zu erhöhen.

Weitere Ziele und Vorteile der Erfindung werden an einem nachfolgend angeführten konkreten Ausführungsbeispiel der Erfindung und anhand von beiliegenden Zeichnungen erläutert; in denen es zeigt:

Fig. I - schematische Darstellung der Wärmeübertragereinrichtung gemäss der Erfindung, mit einem teilweisen Längsschnitt;

Fig. 2 - teilweiser Schnitt nach Linie II-II der Fig. I, im vergrösserten Massstab;

Fig. 3 - Schnitt nach Linie III-III der Fig. I;

Fig. 4 - teilweiser Längsschnitt der ersten und der zweiten Rohrleitung mit in Gestalt von Wellungen ausgeführten Abschnitten;

Fig. 5 - teilweiser Längsschnitt der ersten und der zweiten Rohrleitung mit in Gestalt von Rohrspiralen ausgeführten Abschnitten;

Fig. 6 - Ausführungsform der Verdampfungskammer gemäss der Erfindung mit einem teilweisen Längsschnitt;

Fig. 7 - teilweiser Schnitt nach Linie VII-VII der Fig. 6, im vergrösserten Massstab.

Die erfindungsgemässe Wärmeübertragereinrichtung enthält eine Verdampfungskammer I (Fig. I), in dessen Gehäuse 2 koaxial ein Verdampfer 3 aus einem Kapillarstoff,

beispielsweise aus einem metallkeramischen Stoff, angeordnet ist, der mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht, wobei der von dieser ausgehende Wärmestrom durch Pfeile "a" angedeutet ist, sowie eine Kondensatorkammer 4. In der Verdampfungskammer I sind stirnseitige Hohlräume 5 und 6 vorgesehen, die von den Wänden der Verdampfungskammer I und den Stirnflächen des Verdampfers 3 begrenzt sind. In Verdampfer 3 ist ein axialer Längskanal 7 ausgeführt, der zusammen mit den stirnseitigen Hohlräumen 5 und 6 zum Sammeln und Zuführen des Wärmeträgers zu einer Verdampfungsfläche 8 (Fig.2) bestimmt ist, die von den Seitenflächen der Dampfableitungs-
kanäle gebildet ist, die in Gestalt von Längsnuten 9 und Ringnuten 10 an der Mantelfläche des Verdampfers 3 eingearbeitet sind. Die Längsnuten 9 (Fig.1) und die Ringnuten 10 besitzen ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse des Verdampfers 3 zugekehrten Spitze. Die Längsgehenden Dampfableitungs-
kanäle 9 stehen mit einem Dampfsammler II in Verbindung, der an der Aussenfläche des Verdampfers 3 in Form einer Ringnut ausgeführt ist, die mit der Eintritts-
öffnung 12 einer ersten Rohrleitung 13 in Verbindung steht, die zum Transport des Wärmeträgers in der Dampfphase, durch Pfeile "b" angedeutet, in die Kondensatorkammer 4 bestimmt ist.

Die Kondensatorkammer 4 stellt einen Schuss I4 (Fig.3) dar, in dessen Innerem ein anderer Schuss^{I5}/koaxial angeordnet ist, derart, dass zwischen der Wand des ersten Schusses I4 und der Wand des zweiten Schusses I5 ein Spalt I6 gebildet ist, der von der Umgebung durch Ringdeckel I7 und I8 (Fig.1) isoliert ist. Der Querschnitt des Spaltes I6 nimmt in der Bewegungsrichtung des Dampfes im Spalt ab. Die Austritts-
öffnung I9 der ersten Rohrleitung 13 liegt näher an die Verdampfungskammer I in der Seitenwand des ersten Schusses I4 bzw. des zweiten Schusses I5 (Fig.4). Die beiden Anordnungsvarianten der Austrittsöffnung I9 sind thermodynamisch gleichwertig, und es wird jene bevorzugt, bei welcher der Aufbau unter dieser oder jener konkreten Situation bequemer ist. Die Eintrittsöffnung 20 (Fig.1) für eine zweite Rohrleitung 21, die zum Transport des Wärmeträgers in der flüssigen Phase bestimmt ist, durch Pfeile "c" angedeutet, ist

von der Austrittsöffnung I9 in der Länge der Kondensatorkammer 4 maximal entfernt und kann ferner je nach den konkreten Bedingungen sowohl in der Wand des ersten Schusses (in Fig. nicht abgebildet) wie auch in der Wand des zweiten Schusses I5 angeordnet sein. Die Eintrittsöffnung 20 steht mit dem Spalt I6 in einem Abschnitt in Verbindung, der einen minimalen Querschnitt besitzt. Die Wärmeableitung von der Kondensatorkammer 4 kann gleichermassen sowohl von der Oberfläche des ersten Schusses I4 wie auch von der Oberfläche des zweiten Schusses I5 erfolgen. Der Wärmestrom zum Wärmeempfänger, als welcher beispielsweise die umgebende Luft auftreten kann, ist durch Pfeile "d" angedeutet.

Die Austrittsöffnung 22 der zweiten Rohrleitung 2I befindet sich im stirnseitigen Hohlraum 5, der von der Kondensatorkammer 4 am weitesten entfernt ist. Die zweite Rohrleitung 2I verläuft im Innern des axialen Längskanals 7 des Verdampfers 3. Zur Verhinderung der Überströmungen des "heissen" Dampfes in die stirnseitigen Hohlräume 5 und 6 sind an der Aussenfläche des Verdampfers 3 glatte Ringbündel 23 ausgeführt, die die Funktion einer "Dichtung" erfüllen, indem sie an der Innenfläche des Gehäuses 2 der Verdampfungskammer I satt anliegen.

Zur bequemeren Montage der Wärmeübertragereinrichtung weisen die erste Rohrleitung I3 und die zweite Rohrleitung 2I Abschnitte auf, die in Gestalt von Wellungen 24 (Fig.4) ausgeführt sind, die eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer I und der Kondensatorkammer 4 gewährleisten.

Zur Erhöhung der Betriebszuverlässigkeit der Einrichtung unter Bedingungen der Einwirkung von Vibrationsbelastungen weisen die Rohrleitungen I3 und 2I Abschnitte auf, die in Gestalt von Rohrspiralen 25 (Fig.5) ausgeführt sind, die eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer I und der Kondensatorkammer 4 gewährleisten.

Die Wärmeübertragereinrichtung arbeitet auf die folgende Weise.

Bei fehlender Wärmebelastung und der Orientierung der

Wärmeübertragereinrichtung mit einem Neigungswinkel $\varphi = + 90^\circ$ im Massenkraftfeld, das durch einen Vektor "g" (Fig.I) charakterisiert ist, stellt sich der Wärmeträger bei vollkommen durchtränktem Verdampfer 3 in einer bestimmten Höhe x-x in der ersten Rohrleitung I3 und der zweiten Rohrleitung 2I ein. Die zur Füllung der Einrichtung erforderliche Wärmeträgermenge, und dementsprechend auch die Höhenlage des Wärmeträgers x-x ist durch das Volumen des Wärmeträgers, der den Verdampfer 3 durchtränkt, geometrische Abmessungen der Einrichtung, Steilheit der Sättigungskurve des Wärmeträgers, die durch die Grösse der Ableitung dP/dT definiert ist, und eine Reihe weiterer Faktoren bedingt. So findet beispielsweise, wenn die Wärmebelastungsgrösse unter der minimalen liegt, die zum Anlassen der Einrichtung ausreicht, die Austrocknung des Verdampfers 3 und gleichzeitige Steigung der Ständhöhe x-x des Wärmeträgers dank der Kondensation statt.

Unter diesen Bedingungen muss die ursprüngliche Höhenlage des Wärmeträgers eine solche sein, dass zum Zeitpunkt, da der Verdampfer 3 nicht mehr als 40-50% des Wärmeträgers verloren hat, die Wärmeträgerhöhe x-x bis zur Eintrittsöffnung I2 der ersten Rohrleitung I3 steigt. Danach wird die weitere Austrocknung des Verdampfers 3 durch den durch die Öffnung I2 eintretenden Wärmeträger kompensiert werden.

Die ursprüngliche Wärmeträgerhöhe x-x kann tiefer eingestellt werden, denn die Möglichkeit der Durchtränkung des Verdampfers 3 vor dem Anlassen, beispielsweise durch Veränderung des Winkels φ um 180° besteht. Es ist allerdings zu beachten, dass beim Anlassen der Wärmeübertragereinrichtung sogar bei nominalen Wärmebelastungen beim vollständig durchtränkten Verdampfer 3 der Wärmeträger nicht sofort, sondern nach einer gewissen Zeitspanne, die einige Sekunden ausmacht, mit ihm in Kontakt tritt. Diese Zeitspanne ist um so kürzer, je höher die Wärmebelastung, je grösser dP/dT des Wärmeträgers und je kleiner Dichte und Viskosität desselben sind. Bei richtig eingestellter Wärmeträgermenge, die zum Füllen der Einrichtung erforderlich ist, ist das Anlassen und die Funktion der vorliegenden Wärmeübertragereinrichtung

in allen Fällen garantiert.

Bei der Wärmezuführung, die durch Pfeile "a" (Fig.I) angedeutet ist, von einer Aussenquelle zum Verdampfer 3 verdampft der Wärmeträger von den Oberflächen 8 (Fig.2) der Dampfableitungs Kanäle 9 und 10 (Pfeile 2b"), wobei die latente Verdampfungswärme absorbiert wird. Der entstandene Dampf (Pfeile "b" Fig.I) strömt über die Dampfableitungs Kanäle 10 in den Dampfsammler II, dann durch die Eintrittsöffnung 12 in die erste Rohrleitung 13 und sodann in den Spalt 16 der Kondensatorkammer 4, wobei er den sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträger aus ihnen in die stirnseitigen Hohlräume 5,6 der Verdampfungskammer I und in den axialen Kanal 7 des Verdampfers verdrängt. Der in den Ringspalt 16 der Kondensatorkammer 4 eintretende Dampf kondensiert an der Oberfläche der Schüsse 14 und 15, und die Kondensationswärme wird durch Wärmeleitung über ihre Wände an einen Wärmeempfänger abgeleitet, wobei der Wärmestrom zu ihm durch Pfeile "d" angedeutet ist. Der kondensierte Wärmeträger bildet einen Flüssigkeits "stopfen", der die Eintrittsöffnung 20 der zweiten Rohrleitung 21 verschliesst und das Eindringen von Dampfblasen in die Rohrleitung 21 verhindert. Bei Veränderung der Orientierung der Einrichtung, wenn sich die Verdampfungskammer I unterhalb der Kondensatorkammer 4 befindet, verbleibt der Flüssigkeitsstopfen an seinem Ort dank den Kapillarkräften, die an der engsten Stelle des Spaltes wirken, sowie teilweise dank der Wirkung des vom Dampfstrom ausgeübten dynamischen Drucks. Der in der Kondensatorkammer 4 abgekühlte flüssige Wärmeträger gelangt durch die Öffnung 20 in die Rohrleitung 21, bewegt sich in derselben und füllt den stirnseitigen Hohlraum 6, den axialen Kanal 7 und den stirnseitigen Hohlraum 5. Die Zuführung des Wärmeträgers zur Verdampfungsfläche 8 der Dampfableitungs Kanäle 9 und 10 (Fig.2) erfolgt vorwiegend in radialer Richtung aus dem axialen Längskanal 7.

Dank den vorhandenen glatten Ringbünden 23 (Fig.I), die an der inneren Seitenfläche des Gehäuses 2 der Verdampfungskammer I satt anliegen und die Funktion einer Dichtung er-

füllen, sowie dadurch, dass der flüssige Wärmeträger in den Kapillarkanälen unter der Einwirkung von Kapillarkräften steht, kann der "heisse" Dampf aus den Dampfableitungskanälen 9 und 10 in die stirnseitigen Hohlräume 5, 6 und in den axialen Kanal 7 nicht eindringen. Die Schicht des Kapillarmaterials des Verdampfers 3 trennt die Verdampfungsflächen 8 der Dampfableitungskanäle 9 und 10 von der Oberfläche des axialen Kanals 7 und von den Stirnflächen des Verdampfers 3. Die erwähnte Schicht besitzt einen Wärmewiderstand. In den Dampfableitungskanälen 9 und 10 entsteht der "heisse" Dampf mit Parametern T_1 und P_1 .

Über der Oberfläche des axialen Kanals 7 und den Stirnflächen des Verdampfers 3 wird "kalter" Dampf mit Parametern T_2 und P_2 gebildet, deren Werte unter denen der entsprechenden Parameter T_1 und P_1 liegen.

Die entstehende Temperaturdifferenz $\Delta T_{1-2} = T_1 - T_2$ bedingt die Entstehung einer der Beziehung /5/ entsprechenden Druckdifferenz $\Delta P_{1-2} = P_1 - P_2$, welche die Triebkraft ist, unter deren Wirkung die Verdrängung des flüssigen Wärmeträgers aus der Rohrleitung 13 und dem Spalt 16 der Kondensatorkammer 4 sowie die Füllung der stirnseitigen Hohlräume 5 und 6 der Verdampfungskammer I und des axialen Längskanals 7 des Verdampfers 3 (Fig. I) mit demselben erfolgt. Also entstehen bei der Arbeit der Wärmeübertragereinrichtung mit einem Neigungswinkel $\varphi = + 90^\circ$ zwei freie Grenzflächen Dampfflüssigkeit in ihr. Die eine von ihnen stellt sich in einer bestimmten Höhe y-y (Fig. I) im oberen stirnseitigen Hohlraum 5, die andere in einer Höhe z-z im Spalt 16 der Kondensatorkammer 4 ein. Diese Standhöhen sind beweglich, und ihre Lage wird durch eine ganze Reihe von Faktoren wie beispielsweise die Wärmebelastungsgrösse und die Intensität der Wärmeableitung von der Kondensatorkammer 4 bedingt. Wenn man annimmt, dass die Dampftemperatur und der Dampfdruck über der Standhöhe y-y T_2 und P_2 und die Dampftemperatur sowie der Dampfdruck über der Standhöhe z-z jeweils T_3 und P_3 sind, so sieht die Bedingung für die Stabilität der Säule des flüssigen Wärmeträgers zwischen den Standhöhen y-y und z-z mit

Rücksicht auf die Verluste $T_3 < T_I$ und $P_3 < P_I$ wie folgt aus:

$$\Delta P_{3-2} = P_3 - P_2 = \Delta P_g + \Delta P_{\ell_1} \quad (7)$$

wo ΔP_{ℓ_1} die Druckverluste des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers in der Rohrleitung 2I und im Spalt I6, N/m^2 , bedeutet.

Wenn man annimmt, dass die Höhe der flüssigen Wärmeträgersäule in etwa der Länge der Wärmeübertragereinrichtung gleich ist, so lässt sich ΔP_g aus der Beziehung (4) ermitteln.

Ausserdem sind zur Gewährleistung der Funktionstüchtigkeit der in Rede stehenden Einrichtung auch noch folgende Bedingungen zu erfüllen:

$$\Delta P_{1-2} = P_1 - P_2 = \Delta P_{3-2} + \Delta P_v \quad (8)$$

$$\Delta P_c \geq \Delta P_{1-2} + \Delta P_{\ell_2}$$

wo ΔP_{ℓ_2} die Druckverluste des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers im Verdampfer 3, N/m^2 , bedeutet.

Da aber $\Delta P_{\ell} = \Delta P_{\ell_1} + \Delta P_{\ell_2}$, so lässt sich schreiben, dass $\Delta P_c \geq \Delta P_g + \Delta P_{\ell} + \Delta P_v$.

Aus der letzten Schreibweise ist ersehen, dass die Funktionstüchtigkeit der vorliegenden Wärmeübertragereinrichtung durch dieselbe Bedingung (I) wie für die gewöhnlichen Wärmerohre ausgedrückt ist.

Da die Druckverluste ΔP_{ℓ_1} bei der Bewegung des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers über die glatte Rohrleitung 2I und den Spalt I6 relativ gering sind, so können die Druckverluste ΔP_{ℓ_2} in den Kapillaren des Verdampfers 3 grösser gemacht werden, indem ihr Halbmesser r_c vermindert und hierdurch der Kapillardruck ΔP_c gemäss der Beziehung (2) vergrössert wird.

Die Vergrösserung des Kapillardrucks ΔP_c kann der Kompensierung des hydrostatischen Widerstandes ΔP_g dienen, der bei den Orientierungen des Wärmeübertragereinrichtung entsteht, die durch die Neigungswinkel $\psi > 0^\circ$ gekennzeichnet

sind.

Die Vergrößerung der Verdampfungsfläche, die zur Verringerung der Druckverluste ΔP_v im Dampf führt, sowie die Verminderung der Druckverluste ΔP_L in der Flüssigkeit dank der Differenzierung der Grösse des Spaltes I6 gestatten, den hydraulischen Widerstand der Wärmeübertragereinrichtung zu verringern und folglich den Aufwand des Kapillardrucks ΔP_c für den hydrostatischen Widerstand ΔP_g zu erhöhen.

All das erlaubt es, den Wärmestrom in der Wärmeübertragereinrichtung sogar bei deren Orientierung im Massenkraftfeld mit einem Neigungswinkel $\varphi = +90^\circ$ zu vergrössern und den Wärmestrom auf eine ausreichend grösse Entfernung zu übertragen.

Bei der Orientierung der Einrichtung mit den Neigungswinkeln $\varphi \leq 0^\circ$ geht ihre Arbeit unter günstigeren Bedingungen vor sich, weil der hydrostatische Widerstand ΔP_g entweder bei $\varphi = 0^\circ$ praktisch fehlt oder der Gleichung (I) mit Minuszeichen (-) gehöhrt und an den Kapillardruck ΔP_c bei $\varphi < 0^\circ$ addiert wird. Eine spezielle Betrachtung dieser Betriebsarten erübrigt sich.

Also wird dank der Vergrößerung des Kapillardrucks ΔP_c und der Umverteilung der Druckverluste im Dampf und im flüssigen Wärmeträger mit Hilfe von konstruktiven Vervollkommnungen die Schaffung einer hocheffektiven Wärmeübertragereinrichtung möglich, deren Masse, Abmessungen und konstruktive Einfachheit mit denen der üblichen Wärmerohre vergleichbar sind, während der übertragene Wärmestrom und die Entfernung des Wärmetransports bei den Orientierungen mit den Neigungswinkeln, die $+90^\circ$ nahe oder gleich sind, im Massenkraftfeld um ein mehrfaches grösser sind.

Bei einem ausreichend grossen Durchmesser der Verdampfungskammer I kann der Wärmewiderstand der Wärmeübertragereinrichtung in einer Ausführungsform, die in Fig. 6 dargestellt ist, vermindert werden. Die Verdampfungskammer I enthält einen Schuss 26 (Fig. 7), der an den Stirnwänden 27 und 28 (Fig. 6) der Verdampfungskammer I befestigt und im axialen Längskanal 7 des Verdampfers 3 mit einem radialen Spalt 29 angeordnet ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Ver-

dampfer 3 in radialer Richtung erforderlich ist. Der Innenraum 30 des Schusses 26 steht mit der Umgebung in Verbindung.

Die Arbeit der Wärmeübertragereinrichtung mit einer Verdampfungskammer I gemäss dieser Ausführungsform geht ähnlich

5 wie bei der im vorstehenden beschriebenen vor sich.

In der erfindungsgemässen Wärmeübertragereinrichtung mit 680 mm Länge und 0,3 kg Masse, die aus rostfreiem Stahl und Nickel gefertigt ist und Azeton als Wärmeträger benutzt, wurde bei der Orientierung im Gravitationsfeld mit einem

10 Neigungswinkel $\varphi + 90^\circ$ eine Grenzdichte des Wärmestroms in radialer Richtung im Verdampfer von 92 kW/m^2 bei einer Dampftemperatur von 341 K erzielt. Die Grösse des übertragenen Wärmestroms betrug hierbei $0,204 \text{ kW/m}$. Bei der Ver-

grösserung der Einrichtungslänge auf 1050 mm überstieg die

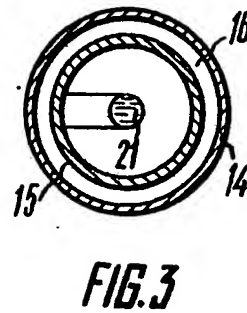
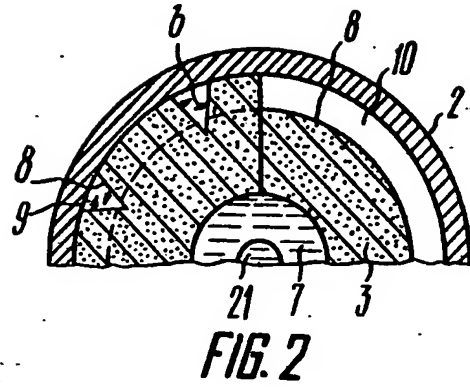
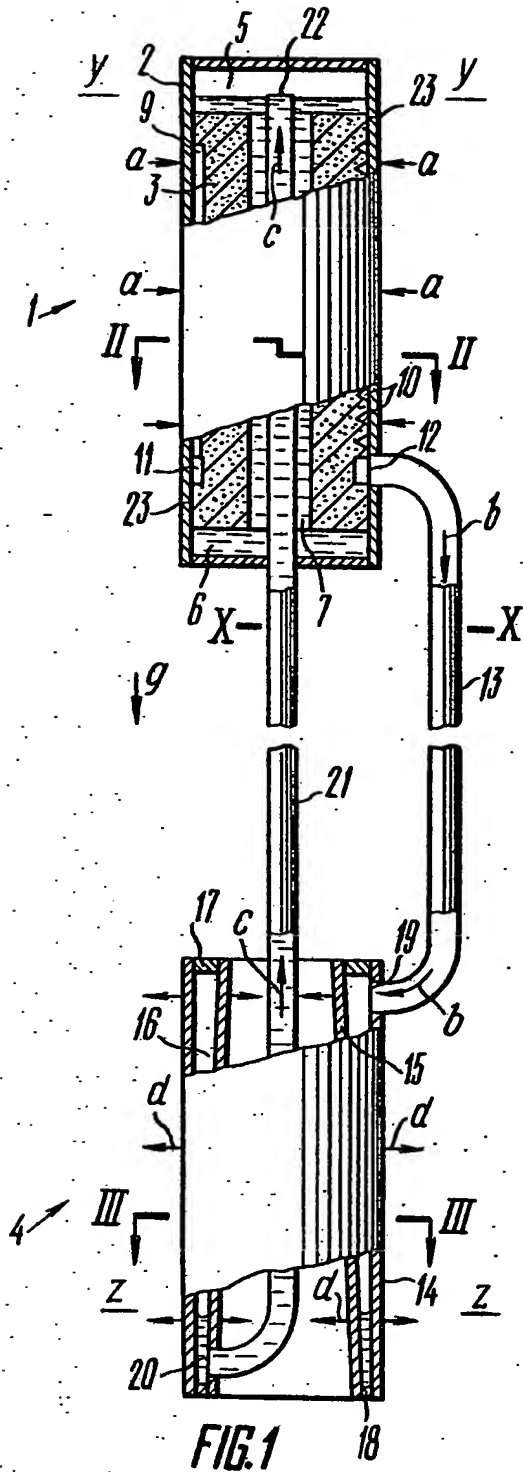
15 Zunahme dieser Grösse nicht 10%. Bei der Orientierung der Wärmeübertragereinrichtung mit den Neigungswinkeln $\varphi = 0^\circ$ und

$\varphi = -90^\circ$ nahm die Wärmestromgrösse bei übrigen gleichen Bedingungen um 15 - 20% zu.

31

Nummer:
Int. Cl.³:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

33 01 998
F 28 D 15/00
21. Januar 1983
26. Juli 1984



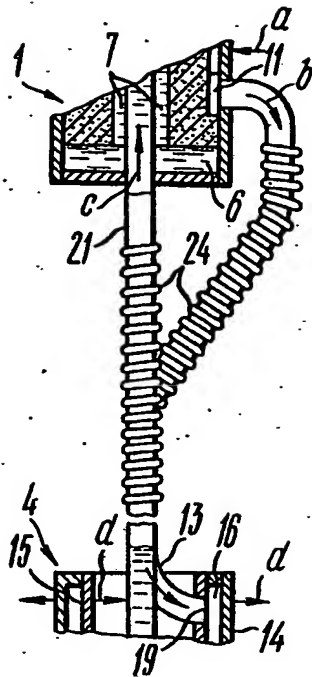


FIG. 4

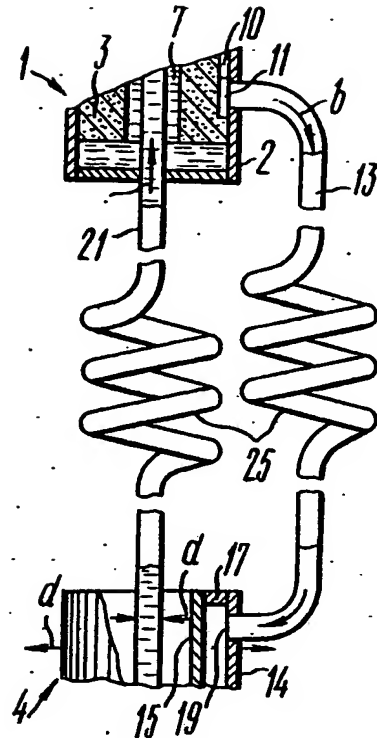


FIG. 5

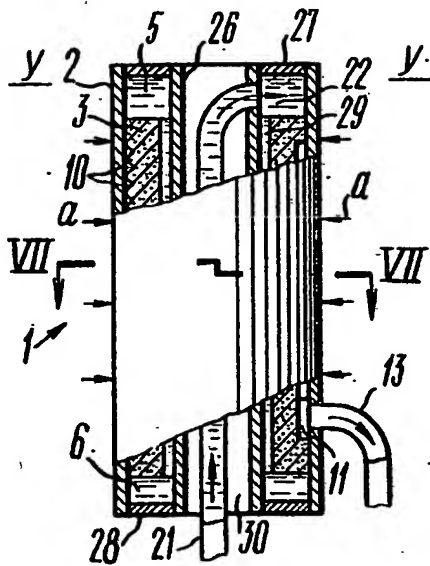


FIG. 6

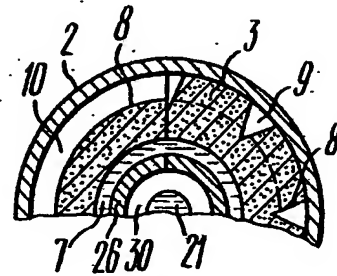


FIG. 7